

文章编号:1004-2539(2015)04-0129-04

增速齿轮箱行星架有限元分析及结构优化

潘金坤¹ 耿烽²

(1 南京工程学院 机械工程学院, 江苏 南京 211167)

(2 南京工程学院 汽车与轨道交通学院, 江苏 南京 211167)

摘要 以轻量化设计为目的,在满足强度和刚度的条件下,对增速齿轮箱的行星架进行结构优化设计。首先运用有限元方法对行星架进行强度和刚度分析,并选择对行星架质量有重要影响的结构尺寸为设计变量;然后利用高端网格变形软件建立行星架的网格参数化模型,进而建立以减轻质量为目标行星架优化模型。最后结合 Isight 多学科优化软件进行优化分析,得出了合理的行星架轻量化结构尺寸。对优化后的行星架进行模态分析,其固有频率完全避开了啮合频率,确保不会发生共振现象。

关键词 行星架 有限元分析 结构优化 模态分析

FEA and Structural Optimization of the Planet Carrier of the Speed—increase Gearbox

Pan Jinkun¹ Geng Feng²

(1 School of Mechanical Engineering, Nanjing Institute of Technology, Nanjing 211167, China)

(2 School of Automobile and Rail Transit, Nanjing Institute of Technology, Nanjing 211167, China)

Abstract On the purpose of lightweight design, on the condition that it meets the strength and stiffness requirements the designer began to structural optimization of the planet carrier of speed—increase gearbox. First, the analysis of the strength and stiffness of planet carrier is carried out, and then the structure size which posts an important impact on planet carrier is decided as the design variable. Second, using high—end mesh morph software, the parameterized model of grid is established, and then go further, the optimized model of planet carrier on the purpose of decreasing its weight is built. Finally, the optimized analysis is carried out in combination of Isight multidisciplinary optimization software, the reasonable design plan for lightweight of planet carrier is obtained. The modal analysis towards the optimized planet carrier is carried out, and its natural frequency completely avoid meshing frequency, so as to avoid resonance phenomenon.

Key words Planet carrier FEA Structural optimization Modal analysis

0 引言

增速齿轮箱是风机系统中的重要装置,大部分采用行星齿轮传动,是一种典型的低速、重载和增速传动。行星架作为行星齿轮传动中的主要构件之一,负责传递输入叶轮主轴传来的转矩,它所承受的外力矩最大,其结构复杂,具有较大的尺寸与质量。行星架的结构设计和制造对各行星轮间的载荷分配以至传动装置的承载能力、噪声和振动等有很大影响^[1]。因此,要求行星架有足够的强度、刚度和较小的尺寸、质量。

传统设计中,行星架的设计主要依靠经验公式或

由材料力学经简化模型而得出的公式进行设计,无法准确把握行星架应力场及变形场的分布情况^[2],影响了设计的可靠性,更谈不上追求理想的尺寸和质量。有限元分析可以有效地解决这方面的问题,即使对复杂的结构也无需作太多的简化就能计算,计算精度大为提高,同时又缩短了设计周期。

本文中我们运用有限元分析软件 ABAQUS,对某风机增速齿轮箱的第一级行星架进行强度和刚度分析,同时利用 MeshWorks/Morpher 高端网格变形工具,对行星架网格模型进行几何尺寸变动并参数化建模,在满足行星架强度和刚度的条件下,结合多学

科优化软件 Isight 直接对行星架进行结构优化设计, 实现行星架结构的轻量化。

1 行星架有限元分析

1.1 有限元模型的建立

本文中所分析的行星架为双侧板整体式结构, 其上安装有 3 个行星轮, 左右侧板通过连接板相连, 连接板的数量与行星轮的数量相同; 左右侧圆柱面为安装轴承位置, 通过圆柱滚子轴承将行星架支撑在箱体轴承孔中; 叶轮主轴插入行星架左边套筒内并由锁紧盘锁紧, 从叶轮传来的载荷直接通过叶轮主轴传递到行星架上。

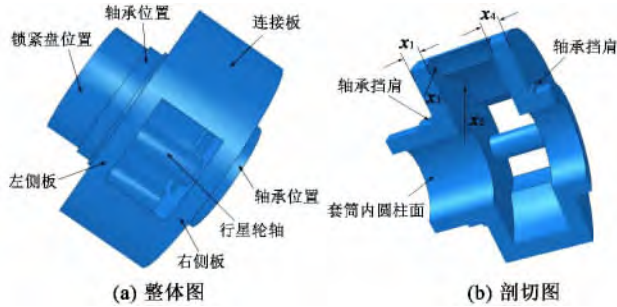


图 1 行星架三维简化模型

建模时对模型进行必要的简化, 略去不影响计算的小孔、圆角和倒角等; 并将行星轮轴与行星架装配在一起, 载荷直接施加在行星轮轴上, 使行星架的受力更符合实际情况, 以提高有限元分析的精度。简化后的行星架三维有限元模型, 如图 1 所示。



图 2 行星架有限元网格模型

采用 ABAQUS 中修正的 10 节点二次四面体实体单元 C3D10M 进行网格自动划分^[3], 节点总数为 337 665, 单元总数为 228 104, 如图 2 所示。

行星架材料选用 QT700-2, 行星轮轴材料选用 42CrNiMo, 其性能指标见表 1。

表 1 材料机械性能参数

材料	弹性模量 E/MPa	泊松比 μ	屈服极限 σ_s/MPa	强度极限 σ_b/MPa	密度 ρ $/(t/\text{mm}^3)$
QT700-2	169 000	0.305	420	700	7.09×10^{-9}
42CrNiMo	212 000	0.28	930	1 080	7.83×10^{-9}

1.2 施加载荷和约束

增速齿轮箱的额定功率为 $P=2.0 \text{ MW}$, 行星架的输入转速为 $n=18 \text{ r/min}$, 可得行星架的输入转矩为

$$T=9.549 \times 10^6 \frac{P}{n}=1.061 \times 10^9 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

输入转矩由行星架上的 3 个行星轮轴所承受的法向推力共同承担, 各行星轮轴中心的分布圆半径 $R=545.307 \text{ mm}$ 。该行星传动采用太阳轮浮动的均载方式, 据此取载荷不均匀系数 $K_c=1.15$ 。则每个行星轮轴所承受的推力

$$F=\frac{K_c T}{3R}=745\ 848.97 \text{ N}$$

将此推力按法向施加于各行星轮轴的半圆柱面上, 其产生的压力值

$$P=\frac{F}{db}=9.8138 \text{ MPa}$$

式中, d 为行星轮轴的轴径, $d=190 \text{ mm}$; b 为行星轮宽度, $b=400 \text{ mm}$ 。

行星架所受的重力载荷, 以重力加速度 $g=9\ 806.6 \text{ mm/s}^2$ 的形式体现, 由 ABAQUS 软件自行计算并施加到行星架的重心处。

根据行星架安装及运转方式, 在行星架左边套筒内圆柱面施加全面约束, 在两端轴承支撑处施加沿径向的约束, 在左边轴承挡肩处施加沿轴向的约束。

1.3 有限元计算结果分析

根据强度理论, QT700-2 应采用第一强度理论(最大拉应力理论)进行校核, 有限元应力分析结果应查看第一主应力(Max. Principal)。从图 3 应力分布云图可以看出, 最大应力发生在行星架左侧板和行星轮轴的结合处, 最大应力为 114.2 MPa , 其值远小于行星架材料强度极限应力 700 MPa , 其强度安全系数为 6.13。行星架强度完全满足使用要求且强度较富裕。

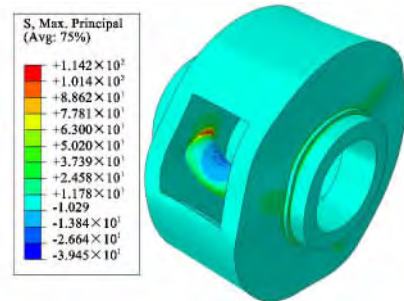


图 3 行星架应力分布云图

判断行星架刚度是否满足条件, 关键是保证两侧板的相对位移不能过大, 即行星轮轴的轴线与太阳轮中心轴线的夹角不能过大(理论夹角为 0°)。如果夹角过大将直接导致齿轮啮合时发生偏载, 影响齿轮的接触强度和弯曲强度, 大大降低齿轮箱的使用寿命, 甚至导致断齿等事故的发生。

将行星架两侧板及中间的连接板简化为具有规

则形状的空心轴形式^[4]。为保证行星架刚度,取各种轴许用扭转角中的最小值(5′)/m)作为行星架的许用扭转角^[5],两侧板与连接板总长为 650 mm,转化为弧长即 0.945 4 mm,作为相对位移极限值。

对同轴线的两个行星轮轴相对位移进行检查,如图 4 所示。得到的最大相对位移为 0.116 3 mm,小于相对位移极限值 0.945 4 mm,其刚度安全系数为 8.13。行星架刚度完全满足使用要求且刚度较富裕。

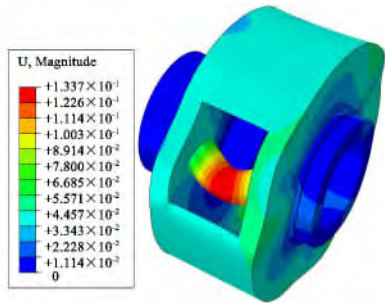


图 4 行星架变形分布云图

2 行星架结构优化

通过有限元分析可知,行星架的强度和刚度均满足使用要求,且强度和刚度有较大裕量。因此,有必要对行星架进行结构优化设计,在满足强度和刚度的条件下,实现行星架的轻量化设计。

2.1 设计变量

设计变量选择应考虑:①对行星架质量有重要影响的结构尺寸;②不影响行星架安装的结构尺寸,以减少尺寸改变对整体齿轮箱的影响。本文中选取 4 个设计变量:左侧板厚度 x_1 ,连接板内圆半径 x_2 ,连接板侧圆半径 x_3 及右侧板厚度 x_4 ,分别如图 1 所示。即为

$$\mathbf{X} = [x_1 \quad x_2 \quad x_3 \quad x_4]^T$$

2.2 目标函数

行星架的轻量化设计,即要求行星架的质量为最小,其目标函数为

$$\min f(\mathbf{X}) = f(x_1, x_2, x_3, x_4)$$

表 1 中, ρ 为行星架及行星轮轴材料的密度, ABAQUS 软件据此计算出行星架的质量,并由优化软件从其 odb 输出文件中抽出调用。

2.3 约束函数

行星架结构优化设计的约束条件有以下三种

(1)强度状态约束。设行星架最大应力为 σ_{\max} , 则: $\sigma_{\max} \leq [\sigma]$, 于是

$$g_1(\mathbf{X}) = \sigma_{\max} - [\sigma] \leq 0$$

(2)刚度状态约束。设行星架最大相对位移为 Δ , 则: $\Delta \leq [\Delta]$, 于是

$$g_2(\mathbf{X}) = \Delta - [\Delta] \leq 0$$

式中,取安全系数 $n_b = 3.0$, 则 $[\sigma] = \sigma_b/n_b = 233.33$ MPa; $[\Delta] = 0.9454$ mm。

(3)边界约束为

$$110.0 \leq x_1 \leq 145.0; 400.0 \leq x_2 \leq 680.0; 330.0 \leq x_3 \leq 580.0; 90.0 \leq x_4 \leq 125.0.$$

2.4 基于网格变形的集成优化设计

本文中采用一种全新的基于 ABAQUS 和 MeshWorks/Morpher 网格变形软件,由多学科优化设计平台 Isight 集成在一起的结构直接形状优化设计方法^[6]。

网格变形就是利用已经生成的有限元网格模型,在不需要改变 CAD 模型的情况下,直接改变网格单元和节点从而改变模型的形状。由于不需要反复返回去改变 CAD 模型,所以可以大大缩短模型准备周期。

以轻量化为目标的行星架结构直接形状优化设计流程见图 5,其中的关键是网格模型的参数化以及 MeshWorks/Morpher 软件的批处理自动运行^[7]。

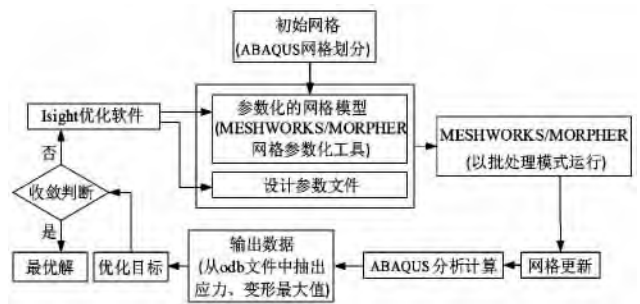


图 5 直接形状优化设计流程

2.5 优化计算及结果分析

采用 Isight 软件集成的序列二次规划法 NLPQL 优化算法求解,该算法在求解有约束非线性数学规划问题时,具有稳定、收敛快和易于得到全局最优解等特点,适用于机械结构优化设计^[8]。为便于行星架制造,应对优化结果进行圆整,相关数据见表 2。

表 2 行星架优化前后相关数据比较

参数	优化前	优化后	改变量
x_1 /mm	130.0	120.0	-7.69%
x_2 /mm	630.0	650.0	3.17%
x_3 /mm	390.0	500.0	28.21%
x_4 /mm	130.0	110.0	-15.38%
行星架质量/kg	5 237.86	4 594.63	-12.28%
最大应力 σ_{\max} /MPa	114.20	131.20	14.89%
最大相对位移 Δ /(mm)	0.116 3	0.129 6	11.44%

由表 2 可知,优化后行星架左右侧板厚度减小,连接板内圆半径及侧圆半径则有较大幅度增大。用圆整后的行星架结构尺寸进行有限元分析,最大应力

由 114.20 MPa 增大到 131.20 MPa,最大相对位移由 0.116 3 mm 增大到 0.129 6 mm,但二者均在许用范围以内,说明行星架的强度和刚度更加合理;优化后行星架的质量由原来的 5 237.86 kg 减少到 4 594.63 kg,减轻 12.28%,说明优化对行星架的轻量化设计效果明显。

对行星架进行模态分析,主要是为了获取行星架的固有频率和相应的振型,这些都属于行星架的固有属性,和载荷的大小与位置无关,因此,模态分析时无需对行星架施加载荷。采用 Lanczos 法提取优化后行星架的前 5 阶模态进行振动特性分析,各阶固有频率见表 3;由于我们一般只关注前几阶的振型,后面高阶的意义并不大,在此仅给出行星架在一阶状态下的振型图,如图 6 所示。

表 3 优化后行星架的固有频率

模态阶次	1	2	3	4	5
固有频率/Hz	373.78	452.76	452.86	718.54	720.79

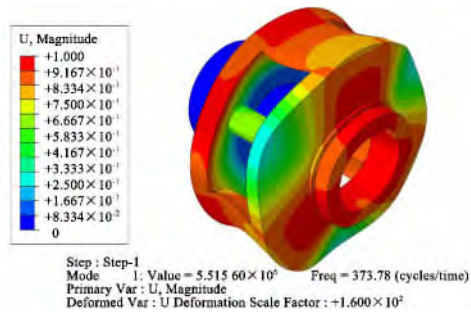


图 6 行星架一阶振型图

行星架第一阶固有频率为 373.78 Hz,通过计算得到行星轮转速为 $n_2 = -30.14$ r/min,齿数为 $z = 43$,行星架的转速为 $n_H = 18.0$ r/min,可计算得到啮合频率为

$$f = (n_2 - n_H) \times \frac{z}{60} = 34.50 \text{ Hz}$$

因此,行星架的固有频率完全避开了啮合频率,避免了共振现象的发生,验证了行星架的结构优化设计是合理的。

3 结论

(1)运用 ABAQUSS 软件对行星架进行了有限元分析,结果表明,最大应力远小于材料的屈服极限应力,最大相对位移远小于相对位移极限值,说明行星架初始设计的强度和刚度有较大裕量,有必要对行星架进行结构优化设计。

(2)运用有限元分析、网格变形和优化技术相结合的结构直接形状优化设计,行星架优化后其质量降低了 12.28%,实现了轻量化设计,为企业节约了材料成本。

(3)虽然是以行星架为例来阐述问题的,但实际上文中的分析思路和方法对其他类似设备的强度、刚度分析和轻量化设计,有较大的通用性和工程实践意义。

参 考 文 献

- [1] 张展,张弘松,张晓维. 行星差动传动装置[M]. 北京:机械工业出版社,2008:256-260.
- [2] 何毅斌,张娟,陈定方. 兆瓦级行星齿轮箱行星架结构有限元分析[J]. 机械设计与制造,2009(11):42-43.
- [3] 石亦平,周玉蓉. ABAQUS有限元分析实例详解[M]. 北京:机械工业出版社,2006:51-64.
- [4] 陈器,刘珍来,周勇. 盾构机行星减速器行星架仿真分析及优化[J]. 矿山机械,2010(12):27-30.
- [5] 成大先. 机械设计手册. 单行本. 轴及其联接[M]. 北京:化学工业出版社,2004(1):19-20.
- [6] Padmanaban R, Wadhwa Y, Sheh M. Mesh Morphing Based Shape Optimization of A Clutch Lever[C]. [SL]: Abaqus Global User Conference,2004:1-33.
- [7] 潘金坤. 基于 MeshWorks & Morphier 和 Isight 的液压机上横梁结构优化[J]. 制造技术与机床,2011(12):77-80.
- [8] 秦东晨,祁建中,张明成,等. 液压机横梁结构的优化设计[J]. 锻压技术,2004(2):49-52.

收稿日期:2014-08-09 收修改稿日期:2014-08-23

基金项目:南京工程学院校级科研基金项目(ZKJ201203)

作者简介:潘金坤(1963-),男,上海市人,副教授。